

ка Г.Н., Холопова В.В., Швец А.Ю. Нелинейная динамика осесимметричных тел, несущих жидкость. – Киев: Наук. думка. 1992, –184с. 6. Krasnopol'skaya T.S., Shvets A.Yu. Chaos in vibrating systems with limited power-supply // Chaos. 1993. –V.3. –P.387–395. 7. Краснопольская Т.С. Хаотическая динамика пьезоэлектрического излучателя при ограниченном возбуждении. // Акустичний вісник. 2003. –Т.6, –N1. –С.22–31. 8. Улитко А.Ф. Сопряженные волновые процессы в пьезокерамических телах при электрическом разряде // Акустичний вісник. 1999. –Т.2, –N1. –С.60–73.

Краснопольська Т.С., Зінчук Л.П.

ХАОТИЧНА ДІНАМІКА ПЬЕЗОПЕРЕТВОРЮВАЧА ОБМЕЖЕНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Досліджені властивості пьезоперетворювача при взаємодії з задаючим генератором обмеженої потужності. В результаті аналізу найбільшого показника Ляпунова знайдені області реалізації трьох класів усталених режимів: стаціонарних, періодичних і хаотичних. Визначені параметри, при яких вони реалізуються. Встановлено, що хаос може виникнути тільки при урахуванні взаємодії між підсистемами. При ідеальному збудженні процеси не мають хаотичних усталених режимів.

Krasnopol'skaya T.S., Zinchuk L.P.

CHAOTIC DYNAMICS OF A PIEZOTRANSDUCER OF LIMITED POWER

Properties a piezoceramic transducer at the interaction with a generator of limited power-supply are investigated. As a result of investigating it was established that chaos could originate only at an interaction, it could not occur with ideal excitation: averaged with respect to the time the equations of the linear vibrations in the electric circuit of piezoceramic transducer have no chaotic effect. It was shown that both damping and connecting of energy reversible changes lead to the interaction effects and chaotic regimes in the dynamical systems with a limited power-supply. As the result of the largest Lyapunov exponent for the total system transducer-generator, the regions for three classes of steady state regimes - stationary, periodical a chaotic – are determined and the parameters for their realization are found.

УДК 621.22 – 83 (085.2)

Скворчевский А.Е.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ КЛАПАННОЙ ГИДРОАППАРАТУРЫ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Создание и исследование компонентов гидравлики высокого технического уровня для применения их в современных системах управления и регулирования с разнообразными контурами обратной связи, улучшающими точность воспроизведения параметров, стабильность процессов регулирования, дающих возможность адаптивной коррекции характеристик при изменении условий функционирования, считается в настоящее время актуальной научной и практической задачей [1].

Всё более широкое применение в гидроприводах металлургического, энергетического оборудования, в гидравлических системах мобильных машин специального назначения находит гидравлическая аппаратура с пропорциональным электрическим управлением с большим условным приходом $D_y = 50 - 100$ мм. Конструктивно она может выполняться в золотниковом или клапанном варианте. Золотниковая гидроаппаратура с большим условным проходом имеет ряд существенных недостатков, основными из которых являются – большие масса и габариты подвижных золотников, их высокая

инерционность, обуславливающие сравнительно низкие динамические характеристики. Малые диаметральные зазоры в парах трения и значительная их протяженность, большая масса золотников приводят к снижению её надежности, особенно в условиях повышенных и пониженных температур рабочей жидкости, а также при снижении её класса чистоты. Вследствие этого, выполнение гидравлических аппаратов $D_y = 50 - 100$ мм с пропорциональным электрическим управлением в клапанном варианте является предпочтительным.

Создание и эффективное использование многофункциональной клапанной гидроаппаратуры с пропорциональным электрическим управлением требует выполнения исследований на математических моделях, проведения экспериментальных работ для уточнения и подтверждения их адекватности реальным объектам. Математическое моделирование позволяет оценить статические и динамические характеристики гидроаппаратов с пропорциональным электрическим управлением и регулированием, определить их запас устойчивости и условия обеспечения качества переходных процессов.

Общие принципы построения математических моделей для гидроаппаратуры приведены в работе [2], однако в ней даны лишь рекомендации для построения математических моделей гидроклапанов. Математическое моделирование гидроклапанов с электромагнитным приводом представлено в работе [3], но в ней рассматриваются гидроклапаны прямого действия.

Это вызывает необходимость создания математических моделей, описывающих клапанную гидроаппаратуру с большим условным проходом и электрическим пропорциональным управлением, разрабатываемую с использованием многоконтурных концепций регулирования на основе современных достижений микроэлектроники и разнообразных измерительных преобразователей.

Расчетные схемы для разных вариантов выполнения таких гидроаппаратов приведены на рис.1. На базе гидроклапана унифицированной конструкции могут быть реализованы пропорциональные гидрораспределители, гидроклапаны управления давлением, регуляторы потока и другие гидроаппараты. Гидроклапаны могут оснащаться пропорциональными преобразователями «нормально-открытого» рис.1а и «нормально-закрытого» [4] рис.1б типа, могут быть выполнены с обратной связью по положению клапана рис.1в и обратной связью по давлению рис.1г.

В составе гидроклапанов использованы гильза 1 с седлом 2, клапан 3 пружиной 4, линия 5 подвода рабочей жидкости, линия 6 отвода рабочей жидкости. Подклапанная полость E сообщается с надклапанной полостью F через дроссель 7. Полость K сообщается с подклапанной полостью E через дросселирующую щель между седлом 2 и клапаном 3. Полость L в управляющей ступени клапана сообщается с полостью N каналом с дросселем 10, а полость N непосредственно связана с каналом сопла 8, функционирующего с заслонкой 11, установленной на толкателе пропорционального электромагнита 16, усилие на котором меняется пропорционально току в катушке, задаваемому системой управления. Управляющий пропорциональный электрогидравлический преобразователь сообщается с основной ступенью клапана 3 каналом с дросселем 9.

Другим исполнением этого преобразователя может быть ступень «нормально-закрытого» типа, в которой кроме элемента «сопло-заслонка» последовательно установлен обратный клапан 13 с пружиной 15, жестко связанный толкателем 14 с заслонкой 11.

Указанные преобразователи могут быть выполнены в виде мехатронных узлов, в состав которых дополнительно входят интегрированные с электромагнитом миниатюрные электронные блоки 17 и датчики обратной связи 18 – перемещения основного клапана 3 и 19 – давления в надклапанной полости рис.1а,б. Исследуемые варианты конструкции гидроклапанов, в отличие от известных, позволяют надежно герметизировать клапанную пару основной ступени, исключить непроизводительный расход жидкости в управляющей ступени при обесточенном электромагните, улучшить статические харак-

теристики и их воспроизводимость, повысить динамические характеристики и устойчивость различных типов гидроаппаратов, созданных на их базе.

Математическая модель для исследования функциональных характеристик таких гидроаппаратов приведена ниже.

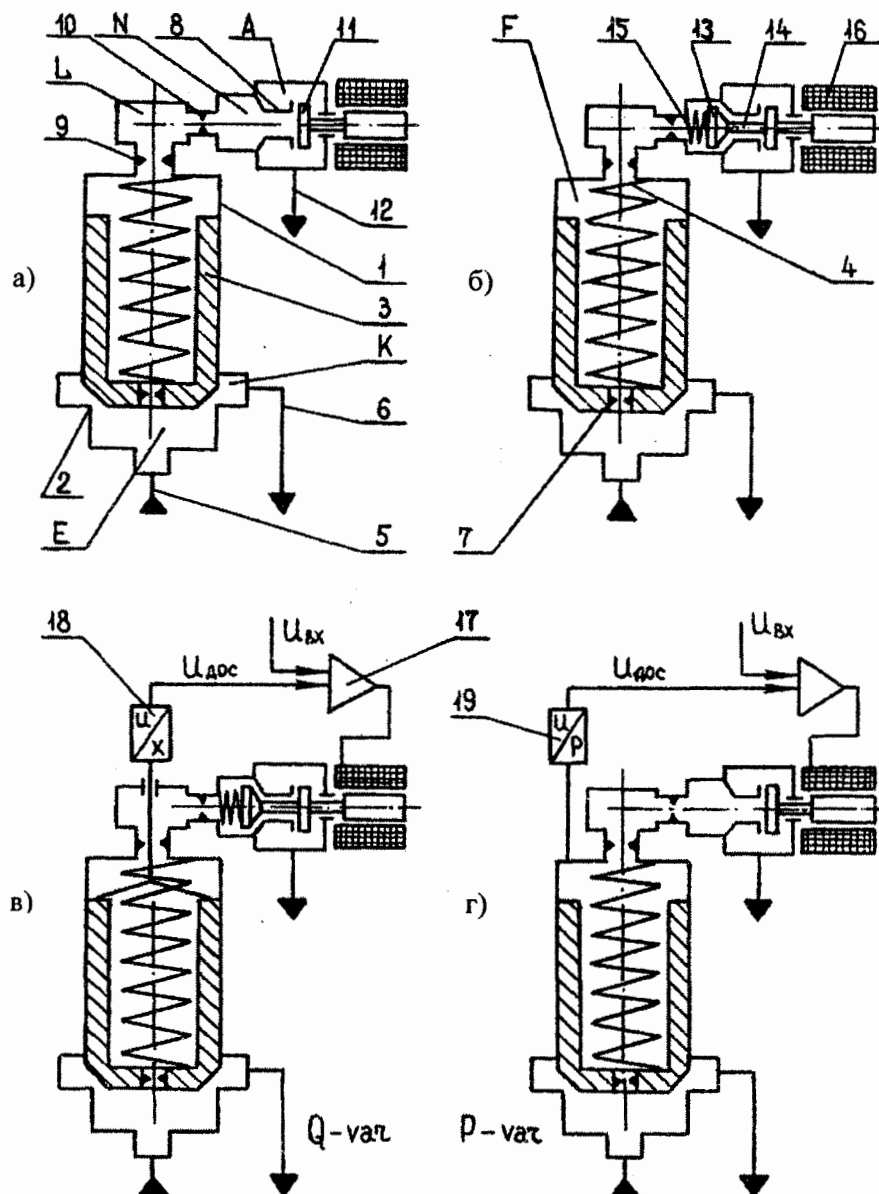


Рисунок 1 – Расчетные схемы гидроклапанов с электрическим пропорциональным управлением: а) с «нормально-открытым» элементом «сопло-заслонка»; б) с «нормально-закрытым» элементом «сопло-заслонка»; в) с обратной связью по положению основного клапана и интегрированным согласующим электронным блоком; г) с обратной связью по давлению в надклапанной полости и интегрированным согласующим электронным блоком

Уравнение движения клапана 3 имеет вид:

$$m_V \cdot \frac{d^2 x_V}{dt^2} = S_E \cdot p_E + (S_F - S_E) \cdot p_K - S_F \cdot p_F - F_{sp} - c_{sp} \cdot x_V + F_{HD} - F_{fr} - P, (1)$$

где m_V – приведенная масса клапана; x_V – перемещение клапана (принимается положительное направление движения клапана от седла в направлении открытия клапана); S_E

– площадь клапана в полости E ; S_F – площадь клапана в полости F ; p_E – давление в подклапанной полости E ; p_F – давление в надклапанной полости F ; p_K – давление на выходе гидроклапана; F_{sp} – сила предварительного сжатия пружины; c_{sp} – жесткость пружины; F_{HD} – гидродинамическая сила; F_{fr} – сила трения в паре клапан – гильза; P – вес клапана.

Сила F_{sp} предварительного сжатия и жесткость c_{sp} пружины выбираются в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2]. Гидродинамическую силу рассчитываем также по рекомендациям представленным в работе [2].

Расход рабочей жидкости Q_V через канал 5 подвода поступает в полость E , взаимодействует с плоским торцом клапана и изменяет свое направление на 90° . При прохождении жидкостью конической поверхности клапана поток рабочей жидкости меняет свое направление на угол β – половинный угол конуса клапана. Отсюда гидродинамическая сила

$$F_{HD} = \rho \cdot Q_V \cdot v_E - \rho \cdot Q_{EK} \cdot v_{EK} \cdot \cos \beta, \quad (2)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; Q_V – расход через канал 5 подвода рабочей жидкости; v_E – скорость жидкости в подклапанной полости E ; Q_{EK} – расход через дросселирующую щель между седлом 2 и клапаном 3; v_{EK} – скорость жидкости в дросселирующей щели между седлом 2 и клапаном 3; β – половинный угол конуса клапана.

При составлении зависимости 2 пренебрегаем трением жидкости о стенки проточной части клапана и силовым воздействием потока жидкости, поступающим из подклапанной полости E в надклапанную полость F через дроссель 7.

Сила трения в паре гильза-клапан определяется зависимостью, приведенной в [2]

$$F_{fr} = k_{m.жс.} \cdot k_m \cdot \rho \cdot v \cdot v_V, \quad (3)$$

где $k_{m.жс.}$ – коэффициент, характеризующий положение клапана в гильзе (степень эксцентричности и перекошенности); k_m – коэффициент, характеризующий геометрические параметра пары трения при идеальной соосности цилиндрических поверхностей клапана и гильзы; v – кинематическая вязкость рабочей жидкости; v_V – скорость клапана относительно гильзы.

Вес P , приведенный к оси клапана определяется зависимостью:

$$P = m_V \cdot g \cdot \cos \psi, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения; ψ – угол между осью клапана и вертикалью.

Уравнение неразрывности для подклапанной полости E имеет вид:

$$\frac{V_E}{E} \cdot \frac{dp_E}{dt} = Q_V - Q_{EF} - Q_{EK} - S_E \cdot \frac{dx_V}{dt}, \quad (5)$$

где V_E – текущий объем полости E ; E – модуль упругости рабочей жидкости; Q_{EF} – расход рабочей жидкости из подклапанной полости E в надклапанную полость F , через дроссель 7; Q_{EK} – расход жидкости из подклапанной полости E в полость K .

Расход рабочей жидкости из подклапанной полости E в надклапанную полость F , через дроссель 7 определяется зависимостью:

$$Q_{EF} = \mu_7 \cdot f_7 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_E - p_F|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_E - p_F), \quad (6)$$

где μ_7 – коэффициент расхода дросселя; f_7 – площадь проходного сечения дросселя 7.

Расход Q_{EK} на выходе клапана определяется зависимостью:

$$Q_{EK} = \mu_{EK} \cdot f_{EK} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_E - p_K|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_E - p_K), \quad (7)$$

где μ_{EK} – коэффициент расхода дросселирующей щели между седлом и клапаном; f_{EK} – площадь проходного сечения дросселирующей щели между седлом и клапаном; p_K – давление в выходной полости K .

Уравнение неразрывности для выходной полости K имеет вид

$$\frac{V_K}{E} \cdot \frac{dp_K}{dt} = Q_{EK} - Q_6 - (S_F - S_E) \cdot \frac{dx_V}{dt}, \quad (8)$$

где V_K – текущее значение объема полости K ; Q_6 – расход через линию 6 отвода рабочей жидкости.

Расход Q_6 через линию 6 отвода рабочей жидкости определяется зависимостью:

$$Q_6 = \mu_6 \cdot f_6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_K - p_{sist.}|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_K - p_{sist.}), \quad (9)$$

где μ_6 – приведенный коэффициент расхода линии 6; f_6 – площадь проходного сечения линии 6; $p_{sist.}$ – давление в гидравлической системе, в которой работает гидроклапан.

Давление $p_{sist.}$ в гидравлической системе, в которой работает гидроклапан, будет определяться свойствами системы.

Уравнение неразрывности в надклапанной полости F имеет вид:

$$\frac{V_F}{E} \cdot \frac{dp_F}{dt} = Q_{EF} - Q_{FL} + S_F \cdot \frac{dx_V}{dt}, \quad (10)$$

где V_F – текущее значение объема полости F ; Q_{FL} – расход из полости F в полость L сопла через дроссель 9.

Расход из полости F в полость L через дроссель 9 определяется зависимостью

$$Q_{FL} = \mu_9 \cdot f_9 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_F - p_L|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_F - p_L), \quad (11)$$

где μ_9 – коэффициент расхода дросселя 9; f_9 – площадь проходного сечения дросселя 9; p_L – давление в полости L .

Уравнение неразрывности в полости L имеет вид:

$$\frac{V_L}{E} \cdot \frac{dp_L}{dt} = Q_{FL} - Q_{LN}, \quad (12)$$

где V_L – объем полости L ; Q_{LN} – расход из полости L в полость N сопла.

Расход из полости L в полость N сопла через дроссель 10 соответствует

$$Q_{LN} = \mu_{10} \cdot f_{10} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_L - p_N|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_L - p_N), \quad (13)$$

где μ_{10} – коэффициент расхода дросселя 10; f_{10} – площадь проходного сечения дросселя 10; p_N – давление в междроссельной полости N сопла.

Уравнение неразрывности в междроссельной полости N сопла имеет вид:

$$\frac{V_N}{E} \cdot \frac{dp_N}{dt} = Q_{LN} - Q_{NA}, \quad (14)$$

где V_N – объем полости N сопла; Q_{NA} – расход из полости N сопла в полость A .

Расход Q_{NA} из полости N сопла в полость A определяется зависимостью:

$$Q_{NA} = \mu_N \cdot \pi \cdot d_N \cdot dx_p \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_N - p_A|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_N - p_A), \quad (15)$$

где μ_N – коэффициент расхода сопла; d_N – диаметр сопла; dx_p – расстояние от заслонки до торца сопла в пределах её рабочего хода.

Принимаем, что сопротивление линии слива мало, таким образом давление в полости A равно атмосферному давлению: $p_A = p_{\text{атм.}}$.

Учитывая, что скорость клапана относительно гильзы

$$v_V = \frac{dx_V}{dt}, \quad (16)$$

запишем уравнения (1), (5), (8), (10), (12), (14), (16) в форме Коши и в виде системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv_V}{dt} = \frac{1}{m_V} \cdot (S_E \cdot p_E + (S_F - S_E) \cdot p_K - S_F \cdot p_F - F_{sp} - c_{sp} \cdot x_V + F_{HD} - F_{fr} - P); \\ \frac{dx_V}{dt} = v_V; \\ \frac{dp_E}{dt} = \frac{E}{V_E} \cdot (Q_V - Q_{EF} - Q_{EK} - S_E \cdot v_V); \\ \frac{dp_K}{dt} = \frac{E}{V_K} \cdot (Q_{EK} - Q_6 - (S_F - S_E) \cdot v_V); \\ \frac{dp_F}{dt} = \frac{E}{V_F} \cdot (Q_{EF} - Q_{FL} + S_F \cdot v_V); \\ \frac{dp_L}{dt} = \frac{E}{V_L} \cdot (Q_{FL} - Q_{LN}); \\ \frac{dp_N}{dt} = \frac{E}{V_N} \cdot (Q_{LN} - Q_{NA}). \end{array} \right. \quad (17)$$

Система дифференциальных уравнений (17) обладает всеми свойствами математической модели. Она является замкнутой, то есть число неизвестных ($x_V, v_V, p_E, p_K, p_F, p_L, p_N$) равно числу уравнений. Система уравнений (17) приведена к форме Коши. При решении системы (17), например численным методом, за независимую переменную принимаем время t , давление $p_{sist.}$ и расход Q_V задаем.

Система уравнений, описывающих статику клапана (статические характеристики), может быть получена методом исключения производных из системы (17) дифференциальных уравнений.

Систему дифференциальных уравнений (17) можно применять совместно с уравнениями (3), (4), (5), приведенными в работе [5], для моделирования динамических процессов, происходящих в клапанах непрямого действия, управляемых пропорциональными маслonaполненными электромагнитами.

Система дифференциальных уравнений (17) позволяет определить рациональные геометрические параметры проточной части гидроклапанов, унифицированных для различных видов гидроаппаратуры клапанного типа.

Таким образом, приведенная в данной статье математическая модель гидроклапана позволит разработать новую гамму гидроаппаратуры с пропорциональным электрическим управлением и большим условным проходом $D_y = 50 - 100$ мм, предназначенную для тяжелых условий эксплуатации.

Литература: 1. Петриченко В.Н. Основные проблемы и направления развития машиностроительных компонентов // Привод и управление. Информационно-аналитический журнал. – №2, –2001. –С.2-6. 2. Данилов Ю.А. и др. Аппаратура объёмных гидрориводов: Рабочие процессы и характеристики. –М.: Машиностроение, 1990. 3. Кисель В.Л., Рыкунич Ю.Н., и др. Математические модели функционирования клапанов с электромагнитным приводом // Вибрации в технике и технологиях (конференция ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики), –Винница: ВГАУ, 2003. –С.10-20. 4. Заява на отримання патенту на винахід „Електрогидравлічний підсилювач” № 2004021138 від 17 лютого 2004 р. 5. Скворчевский А.Е. Исследования характеристик маслonaполненных пропорциональных электромагнитов для гидроаппаратуры мобильных машин // Механіка та машинобудування. –2002. –№1, –С.159-166.

Скворчевський О.Є.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ КЛАПАННОЇ ГІДРОАПАРАТУРИ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ

Наводиться обґрунтування доцільності використання клапанної апаратури з великими умовними проходками в тяжких умовах експлуатації. Розроблена математична модель гідроклапана уніфікованої конструкції для різних видів гідравлічної апаратури.

Skvorchevsky A.Y.

MATHEMATICAL MODELLING OF FUNCTIONING OF HYDRAULIC VALVES WITH A PROPORTIONAL ELECTRIC CONTROL

In the article the developed mathematical model is resulted for research of functioning of hydraulic valves with a large nominal bore and proportional electric control.